

УДК 621.539.822

Ю. Б. НАЗАРЕНКО, С. А. РОДЮК

ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Россия

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ РЕЗОНАНС РОТОРА ТУРБИНЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ РАЗЗАОРИВАНИИ ПОСАДОЧНЫХ ПОЯСКОВ НОСКА НА ВАЛ ТНД

Разработана модель, описывающая возможность возбуждения параметрического резонанса при возникновении угловых люфтов диска ротора низкого давления. Это возможно при раззаоривании посадочных поясков носка, связанного с диском, и вала турбины низкого давления (ТНД) из-за температурных деформаций контактирующих элементов, имеющих разные коэффициенты линейного термического расширения при их нагревании на рабочих режимах. Возникновение параметрического резонанса становится возможным из-за отсутствия влияния гироскопического момента диска при его вращении в пределах прогиба вала, когда угол поворота диска не превышает угловой люфт диска. В этом случае критическая частота вращения ротора понижается, и он попадает в резонанс.

Ключевые слова: ротор турбины низкого давления, вал, посадочный пояс, критическая частота ротора, синхронная прецессия, резонанс, коэффициент теплового линейного расширения, коэффициент динамичности.

Введение

Проблемы надежности турбореактивных двигателей напрямую зависят от достоверной оценки динамического поведения роторов и учета всевозможных факторов, которые не учитываются в стандартных методах расчета [1, 2].

На стадии создания новых двигателей проводятся расчетные оценки резонанса при критических частотах вращения. Наряду с этим в реальных условиях возникают факторы нестандартного поведения роторов.

В данной работе рассматривается возможность возникновения параметрического резонанса ротора низкого давления при раззаоривании посадочных поясков носка на вал ТНД применительно к двигателю АЛ-31Ф.

Ротор низкого давления (РНД) состоит из турбины низкого давления (ТНД), носка и вала (ТНД) (рис. 1). Носок ТНД посажен на вал через посадочные пояски на диаметре $\varnothing=93,5$ мм и $\varnothing=77$ мм.

Возникновение зазоров на поясках может происходить из-за температурных деформаций контактирующих элементов, имеющих разные коэффициенты линейного термического расширения при их нагревании на рабочих режимах до 200°C .

Так как коэффициент линейного расширения носка ТНД больше чем вала, радиальные перемещения носка по посадочному диаметру превышают перемещения вала, и это приводит к снятию натяга и даже, возможно, к образованию зазора контактирующих тел.

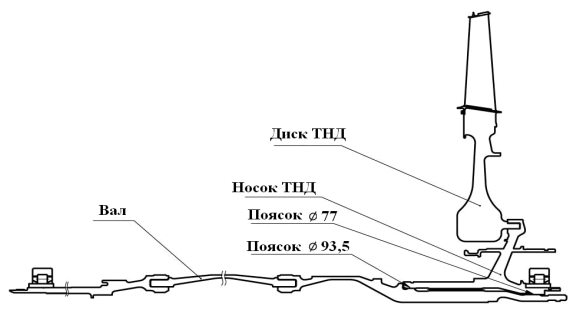


Рис. 1. Ротор низкого давления

Минимальный натяг между валом и носком ТНД по пояску $\varnothing 77$ мм составляет 24 ± 56 мкм. При их нагреве до 200°C (коэффициенте термического расширения носка ЭИ-741НП $\alpha=11,9\cdot 10^{-6}$ и вала ЭП-866 $\alpha=10\cdot 10^{-6}$) разность перемещений по посадочному диаметру составит $\Delta R = \Delta\alpha \cdot \Delta T \cdot R = (11,9-10)\cdot 10^{-6} \cdot (200-20) \cdot 77 = 29$ мкм. С учетом минимального первоначального натяга 29 мкм зазор составит 5 мкм.

Кроме этого за счет радиальных перемещений от действия центробежных сил при их вращении также происходит раззаоривание, так как носок ТНД имеет большие радиальные размеры, чем вал и его перемещения, определенные в программном комплексе «ANSYS», и будут превышать на 3,4 мкм перемещения вала.

Максимально возможное раззаоривание по пояску $\varnothing 77$ с учетом температурного расширения и действия центробежных сил составляет 8,4 мкм.

Натяг между валом и носком ТНД по пояску $\varnothing 93,5$ мм составляет 29-66 мкм. При их нагреве до

200° С произойдет их перемещение на 35 мкм и с учетом минимального первоначального натяга 29 мкм зазор может составить 6,5 мкм

$$\Delta D = (\alpha_H - \alpha_B) * \Delta T * D = (11,9 - 10)10^{-6} * 200 * 93,5 = 0,0355 \text{ мкм.} \quad (1)$$

От центробежных сил носок ТНД увеличивает диаметр по посадочному пояску Ø93,5 мм на 5,4 мкм и максимальное значение раззорования может составить 11,9 мкм.

При максимальном дисбалансе турбины низкого давления ТНД 125 г*см, который закладывается в расчеты подшипниковых опор, возникающие центробежные силы от неуравновешенной массы приводят к прогибу вала и повороту диска. Величина прогиба вала в зоне расположения диска и угол поворота определялись в программном комплексе ANSYS при задании дисбаланса на диске и задании частоты вращения вала 10200 об/мин (100%), и они составили соответственно U=3,1 мкм и φ=0,0017°.

Максимальное раззорование пояска на диаметре Ø93,5 мм на величину 11,9 мкм при базе между посадочными поясками 152,5 мм приводит к свободному повороту диска на угол φ₀ = 0,00375°.

В начальный момент времени при дисбалансе на турбине 125 г*см и вращении вала на режиме 100% угол поворота вала ТНД не превышает угол свободного перемещения носка в пределах зазора на посадочном пояске. В этом случае поворота диска при изгибе вала ТНД происходить не будет и, следовательно, не будет возникать и гироскопический момент на диске.

В расчетах на критические частоты вращения это будет соответствовать нулевому полярному моменту инерции диска.

Расчетные зависимости частоты прецессии λ ротора турбины низкого давления (ТНД) от частоты вращения вала ω, при которых они теряют устойчивость по второй изгибной форме, определены в программном комплексе "Patran" [3, 4] и приведены на рис. 2.

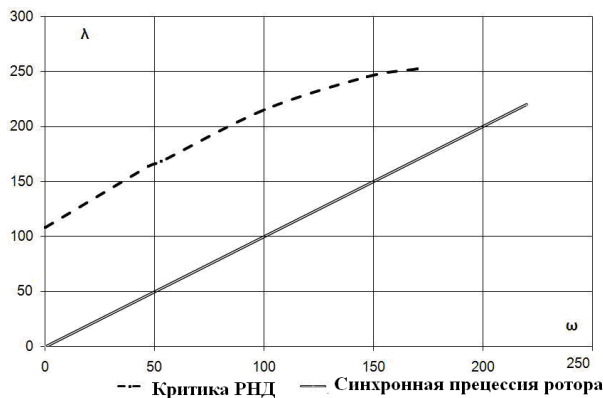


Рис. 2. Критические частоты ротора ТНД

Как видно из диаграммы, критическая частота вращения ротора ТНД на максимальном режиме 170 Гц составляет 260 Гц, что намного выше линии λ= ω, определяющей критические частоты при синхронной прецессии. Критика в данном случае возможна только при несинхронной прецессии, которая практически не реализуется в рабочем диапазоне частот вращения роторов.

Однако при отсутствии гироскопического момента критическая частота не зависит от частоты вращения ротора и совпадает с его собственной частотой колебаний 109 Гц.

При отсутствии гироскопического момента критическая частота понижается в соответствии с диаграммой, и ротор попадает в резонанс при бесконечном увеличении прогиба вала.

Однако, из-за диссипации (рассеивания энергии) и погашения колебаний демпфирующей опорой максимальное увеличение прогиба ограничивается определенной величиной, которую примем условно равной 10-ти кратному увеличению по отношению к прогибу от действия центробежных сил от неуравновешенной массы диска без влияния резонанса (рис. 3).

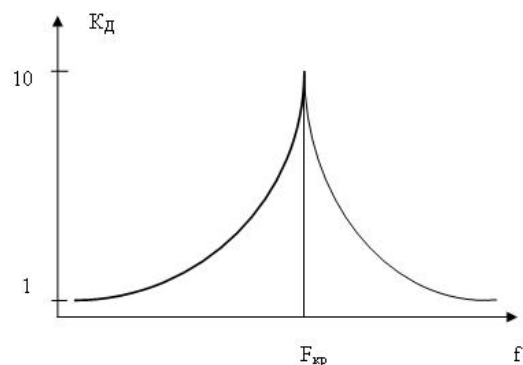


Рис. 3. Коэффициент динамического увеличения прогибов вала и угловых смещений диска в зоне резонанса

При резонансе происходит резкое увеличение прогиба и при превышении углового смещения диска свободного углового смещения носка на валу, будет возникать гироскопический момент.

Принимая для тонких дисков значение осевого момента инерции равного половине полярного [2], запишем значение гироскопического момента при синхронной прецессии

$$M = \frac{-J_p \varphi * \omega^2}{2}, \quad (2)$$

где J_p – полярный момент инерции диска; φ_д – угол поворота диска; ω – круговая скорость вращения ротора.

Гироскопический момент пропорционален угловому повороту диска. В случае наличия углового

люфта диска угол поворота диска при прогибе вала уменьшается. Это изменение можно учесть изменением момента инерции диска.

Момент инерции диска будет определяться углом поворота диска, соответствующим стадии прогиба вала уменьшенного на величину свободного углового люфта носка

$$J'_D = \frac{J_D * (\varphi_D - \varphi_0)}{\varphi_D}, \quad (3)$$

где J_D - полярный момент инерции диска, $3,53 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; φ_D - угол поворота диска в зоне резонанса; φ_0 - угол свободного поворота носка в пределах зазора на пояске.

При появлении гироскопического момента критическая частота ротора будет повышаться, и влияние резонанса будет уменьшаться, что приведет к уменьшению коэффициента динамичности.

Для установления равновесного состояния ротора в зоне резонанса и определения коэффициента динамичности, который будет определять увеличение прогибов вала, рассчитаем критическую частоту вала при измененном значении полярного момента инерции диска.

Расчет был произведен в программном комплексе ANSYS при изменении момента инерции диска и лопаток за счет уменьшения их веса при сохранении массовых характеристик их путем добавления недостающей массы точечными элементами Mass 21, не имеющих инерционных характеристик при изменении углов поворота. Результаты расчета представлены в табл. 1 и на рис. 4.



Рис. 4. Изменение критической частоты ротора ГНД при изменении полярного момента инерции диска турбины

Таблица 1

Результаты расчета

$\frac{J'_D}{J_D}$,	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,05
$f_{кр}$	249	240	226	208	193	170

При изменении критической частоты ротора коэффициент динамичности будет иметь вид

$$K_D = \frac{1}{\omega_{кр}^2 / \omega^2 - 1}, \quad (4)$$

где $\omega_{кр}$ - критическая частота вращения ротора; ω - круговая частота вращения ротора на режиме 100%.

Зависимость коэффициента динамичности при приближении критической частоты к частоте вращения вала на режиме 100% представлена на рис. 5.

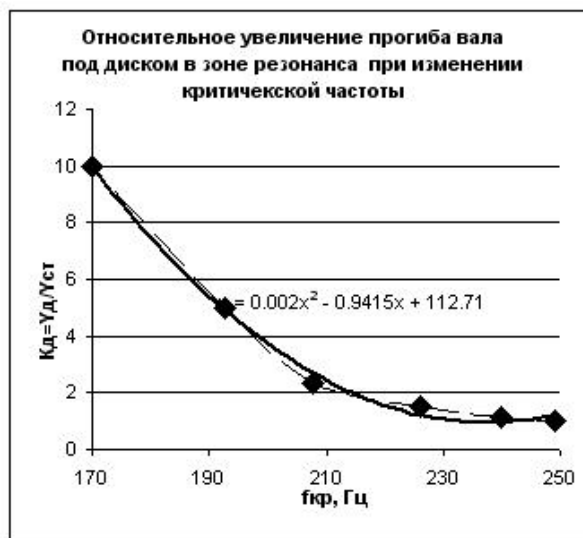


Рис. 5. Коэффициент динамичности при нахождении частоты вращения ротора в зоне резонанса

Определим коэффициент динамичности при установлении равновесного состояния ротора в зоне резонанса. Для этого будем последовательно проводить расчеты определения угла поворота диска в зоне резонанса, путем увеличения угла диска $\varphi_0 = 0,0017^\circ$, полученного при дисбалансе $125 \text{ г}\cdot\text{см}$ и вращении ротора при частоте 100%, умноженного на коэффициент динамичности.

Далее после определения нового угла поворота диска оценим эквивалентный момент инерции диска при данном коэффициенте динамичности по выражению (4) и установим из диаграммы (рис. 4) критическую частоту ротора.

Для данной критической частоты из диаграммы (рис. 5) определим расчетный коэффициент динамичности.

Последовательно задавая разные коэффициенты динамичности, и производя расчет по вышеуказанной схеме, установим момент равенства задаваемого и расчетного коэффициентов динамичности, и этот коэффициент и будет соответствовать равновесному состоянию ротора в зоне резонанса.

По данной методике были проведены расчеты, представленные в табл. 2 и определен коэффициент динамичности $K_D=3,2$, который будет реально реа-

лизываться при работе ротора с зазором на пояске Ø93,5 мм равным 12 мкм.

Таблица 2

Результаты расчета

Задаваемый К _д	Ф _д	Г _д /Г _д	f _{кр}	Расчетный К _д
3	0,0051	0,265	195	4,6
3,2	0,0054	0,313	200	3,2
3,4	0,0058	0,35	205	2,8

При данном коэффициенте динамичности поперечные перемещения диска, равные 3,1 мкм при дисбалансе диска 125 г*см и частоте вращения 100% будут увеличены на Δ=6,8 мкм. В результате чего динамический дисбаланс диска будет равен

$$\delta = M \cdot \Delta = 61 \cdot 6,8 \cdot 10^{-6} = 0,41 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}. \quad (6)$$

При начальном статическом дисбалансе диска 125 г*см и динамическом дисбалансе 41г*см полный дисбаланс составит 166г*см. Таким образом, центробежные силы от неуравновешенной массы ротора без учета динамического дисбаланса вала увеличатся на 33%.

Поступила в редакцию 8.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., директор В. А. Гейкин, Филиал «НИИД» ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

ПАРАМЕТРИЧНИЙ РЕЗОНАНС РОТОРУ ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ У ВИПАДКУ КОЛИ Є ЗАГОР ПОСАДКОВИХ ПОЯСКІВ НОСКА НА ВАЛІ ТНТ

Ю. Б. Назаренко, С. О. Родюк

Розроблено модель, яка описує можливості збудження параметрів резонансу, коли виникає можливість кутового люфту диска ротору низького тиску. Це можливо, коли виникає зазор в посадкових поясах носка, який зв'язано з валом ТНТ через температурну деформацію контактних елементів, які нагріваються на робочих режимах та мають різні коефіцієнти лінійного розширення. Виникнення параметричного резонансу стає можливим через відсутність впливу гіроскопічного моменту диска на критичних частотах обертання ротора в межах деформації вала, коли кут повороту диска не перевищує його кутовий люфт. У цьому випадку критична частота обертання ротора знижується, і він попадає в резонанс.

Ключові слова: ротор турбіни низького тиску, вал, посадковий пояс, критична частота ротора, синхронна прецесія, резонанс, коефіцієнт теплового лінійного розширення, коефіцієнт динамічності.

PARAMETRIC RESONANCE LOW PRESSURE TURBINE ROTOR WITH THE APPEARANCE OF A GAP ON THE LANDING GIRDLE SOCK AND SHAFT LPT

Yu. B. Nazarenko, S. A. Rodyuk

In this model, described the possibility excitation of parametric resonance in the event angular backlash disk of low pressure rotor. This is possible when the appearance of the gap between the toe and the shaft is due to the thermal deformation of the contact elements having different coefficients of linear expansion in heating operating modes. Parametric resonance becomes possible for lack influence of gyroscopic moment disk on critical speed of rotor within shaft deflection, when angular displacement is disk not exceed the angular clearance. In this case the critical rotor speed is reduced and it is in resonance.

Key words: low-pressure turbine rotor shaft, bearing shaft, girdle sock, critical revolution frequency of the rotor, synchronous precession, resonance, thermal expansion coefficient, dynamic factor.

Назаренко Юрий Борисович – канд. техн. наук, ведущий конструктор, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

Родюк Сергей Алексеевич – Главный конструктор-начальник КБПР, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «САЛЮТ», Москва, Россия.

Литература

1. Хронин, Д. В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов [Текст] / Д. В. Хронин. – М. : Машиностроение, 1970. – 411 с.
2. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
3. Назаренко, Ю. Б. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах [Текст] / Ю. Б. Назаренко, Л. Ф. Светашова // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 146-149.
4. Назаренко, Ю. Б. Проблемы надежности межроторного подшипника при динамическом взаимодействии роторов двухвальных турбореактивных двигателей [Текст] / Ю. Б. Назаренко, Л. Ф. Светашова // Двигатель. – 2010. – № 3. – С. 32-34.
5. Назаренко, Ю. Б. Новое в динамике роторов газотурбинных двигателей и проблемы межроторного подшипника двигателя АЛ-31Ф [Текст] / Ю. Б. Назаренко. – М. : ООО Компания «МЕГА-АРТ», 2014. – 110 с.